

УДК 681.3

В.П.ШПАЧУК, д-р техн. наук,
А.И.РУБАНЕНКО, А.Н.КУЗНЕЦОВ, кандидаты техн. наук, А.Н.РЯБОВ
Харьковская национальная академия городского хозяйства

К АНАЛИЗУ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ БАЛКИ ТЯГОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАМВАЙНОГО ВАГОНА

Рассматривается задача расчета и анализа собственных частот и форм колебаний балки тягового двигателя. Получены первые три формы колебаний балки и проведен их анализ.

Основными отказами механического оборудования трамвайного вагона, в частности его тележки, являются отказы, вызываемые усталостными разрушениями в несущих элементах конструкции: в балках подвески тяговых двигателей (моторных балок); продольных балках; элементах подвески узлов, агрегатов и конструкций. От частоты и количества появления указанных отказов и, главное, от последствий, к которым приводит тот или иной вид разрушения, зависят: безопасность перевозки пассажиров; расходы, которые несут эксплуатационные хозяйства; непроизводительный простой вагонов и т.д. В результате натурных экспериментальных исследований установлено [1], что основными силовыми факторами, влияющими на напряжённое состояние балок подвески тяговых двигателей трамвайного вагона, являются инерционные нагрузки, вызываемые высокочастотными колебаниями консольно закреплённой массой соленоида, и усилия, появляющиеся вследствие низкочастотных колебаний самой балки. При этом основным среди названных факторов по степени влияния на величины механических напряжений в моторной балке, особенно в консольной части, являются инерционные нагрузки от массы соленоида [1]. Под действием указанных факторов в моторной балке возникают значительные динамические напряжения, приводящие к усталостным повреждениям балки, разрушению ее и, как следствие, отказу в эксплуатации.

Поэтому для обеспечения эксплуатационной надёжности трамвайных вагонов, в частности, основных несущих механических узлов тележки, необходимо на стадии проектирования выбирать параметры несущих элементов конструкции с учётом действия основных силовых факторов. В этой связи представляет интерес задача расчёта и анализа собственных частот и форм колебаний балки тягового двигателя, расчётная механическая схема которой приведена на рисунке, а. Здесь m_1, m_2 – массы, соответственно, тягового двигателя и соленоида;

C_1, C_2 – жесткости, соответственно, левой и правой упругих опор подвески балки; l_1, l_2, l_3 – геометрические параметры балки.

Дифференциальное уравнение свободных поперечных колебаний балки имеет вид [2, 3]:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -C_1 y \delta(x - l_1) - m_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \delta(x - l_1 - l_2), \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала; I – момент инерции сечения балки; ρ – плотность материала балки; F – площадь поперечного сечения балки; $\delta(x)$ – дельта-функция.

Уравнение собственных форм колебаний балки представим как:

$$Y(t) = \begin{cases} Y_0(x), & 0 \leq x \leq l_1; \\ Y_0(x) - \frac{C_1 Y(l_1)}{EI k^3} V[k(x - l_1)], & l_1 < x \leq l_1 + l_2; \\ Y_0(x) - \frac{C_1 Y(l_1)}{EI k^3} V[k(x - l_1)] + \frac{m_1 \omega^2 Y(l_1 + l_2)}{EI k^3} V[k(x - l_1 - l_2)], & l_1 + l_2 < x \leq l, \end{cases} \quad (2)$$

где $Y_0(x) = A \cdot S(kx) + B \cdot T(kx) + C \cdot U(kx) + D \cdot V(kx)$;

$S(kx), T(kx), U(kx), V(kx)$ – функция Крылова; A, B, C, D – постоянные интегрирования; $k^4 = \frac{\rho F}{EI} \omega^4$; ω – собственная частота колебаний; $l = l_1 + l_2 + l_3$.

В уравнениях (1), (2) учтено наличие промежуточной упругой опоры с координатой $x = l_1$ и массы тягового двигателя с координатой $x = l_1 + l_2$.

С учётом краевых условий для балки тягового двигателя:

$$\begin{cases} E I Y^{111}(0) = m_2 \omega^2 Y(0); & E I Y^{111}(l) = C_2 Y(l); \\ Y^{11}(0) = 0; & Y^{11}(l) = 0, \end{cases} \quad (3)$$

частотное уравнение системы примет вид:

$$a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21} = 0, \quad (4)$$

где

$$a_{11} = T(z) + \frac{m_2}{M} z S(z) - \frac{D_1}{z^3} S(z - z_2) a_2 - \frac{D_2}{z^3} \left[S(z) + \frac{m_2}{M} z V(z) - \right. \\ \left. - \frac{D_1}{z^3} V(z - z_1) a_1 + \frac{m_1}{M} z V(z - z_2) a_2 \right];$$

$$a_{12} = V(z) - \frac{D_1}{z^3} S(z - z_2) b_1 + \frac{m_1}{M} z S(z - z_2) b_2 - \\ - \frac{D_2}{z^3} \left[T(z) - \frac{D_1}{z^3} V(z - z_1) b_1 + \frac{m_1}{M} z V(z - z_2) b_2 \right];$$

$$a_{21} = V(z) + \frac{m_2}{M} z T(z) - \frac{D_1}{z^3} T(z - z_1) a_1 + \frac{m_1}{M} z T(z - z_2) a_2;$$

$$a_{22} = V(z) - \frac{D_1}{z^3} T(z - z_2) b_1 + \frac{m_1}{M} z T(z - z_2) b_2;$$

$$a_1 = S(z_1) + \frac{m_2}{M} z V(z_1); \quad b_1 = T(z_1);$$

$$a_2 = S(z_2) + \frac{m_2}{M} z T(z_2) - \frac{D_1}{z^3} T(z_2 - z_1) a_1;$$

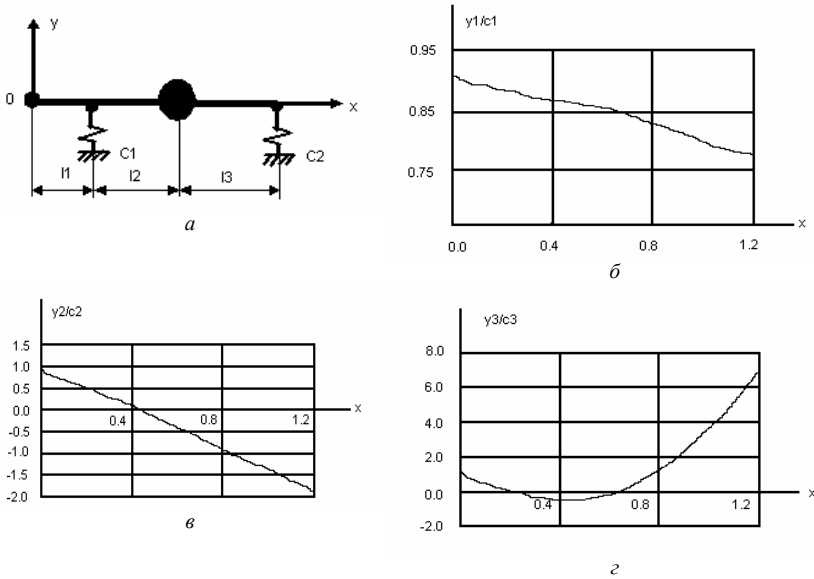
$$b_2 = T(z_1) - \frac{D_1}{z^3} T(z_2 - z_1) b_1; \quad M = \rho F l; \quad z = k l; \quad z_1 = k l_1;$$

$$z_2 = k(l_1 + l_2); \quad D_1 = \frac{C_1 l^3}{EI}; \quad D_2 = \frac{C_2 l^3}{EI}.$$

Корни трансцендентного уравнения (4) были определены численно с учётом следующих механических характеристик моторной балки трамвайного вагона серии ТЗ производства ЧКД-Прага: $m_1 = 320$ кг; $m_2 = 70$ кг; $C_1 = 4,5 \cdot 10^5$ Н/м; $C_2 = 2,2 \cdot 10^5$ Н/м; $l_1 = 0,111$ м; $l_2 = 0,399$ м; $l_3 = 0,687$ м; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $I = 7,51 \cdot 10^{-6}$ м⁴; $\rho = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м³; $F = 4,65 \cdot 10^{-3}$ м².

Первые три корня частного уравнения (4) были получены равными: $k_1 l = 0,5277$; $k_2 l = 0,7980$; $k_3 l = 2,9943$. Тогда первые три собственных частоты колебаний моторной балки будут: $\omega_1 = 39,424$ рад/с; $\omega_2 = 90,155$ рад/с; $\omega_3 = 1269,33$ рад/с. Соответствующие им первые

три собственные формы колебаний приведены на рисунке, б, в, г.



Расчетная схема (а), первая (б), вторая (в) и третья (г) формы колебаний моторной балки

Анализ полученных собственных форм колебаний позволяет сделать следующие выводы [2-4]. Первая (безузловая) форма колебаний (рисунок, б) соответствует преимущественно поступательному перемещению балки как твёрдого тела. Вторая (однузловая) форма колебаний (рисунок, в) соответствует вращательному движению балки как твёрдого тела. Третья (двухузловая) форма колебаний (рисунок, г) соответствует балке как упруго-деформируемому телу.

При этом первая и вторая формы колебаний балки используются на практике на этапе проектирования ее конструкции для определения параметров наибольшей $Y_{\max}(x, t)$ и наименьшей $Y_{\min}(x, t)$ подвижностей, а также горизонтальных координат x , им соответствующих, в режиме свободных колебаний балки как твёрдого тела.

Третья форма колебаний применяется в задачах анализа напряжённо-деформируемого состояния материала по длине балки. Также она позволяет установить координаты ее наиболее опасных сечений.

В отличие от [1] в настоящей работе задача собственных частот и форм колебаний моторной балки решена численно, что позволяет про-

водити широкий спектр досліджень по вивченню впливу механічних і геометричних параметрів балки, жорсткості її пружних опор, а також лінійних координат закріплення соленоїда і тягового двигачеля на коливання, прогиби і напружено-деформоване стання самої балки і виникаючі при цьому механічні напруження.

1. Исследование нагруженности балок подвески тяговых двигателей трамвайных вагонов Т-3 в режимах тяги и торможения. – М.: ВНИИЦ, 1983. – 83 с.

2. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.

3. Филиппов А.П. Колебания упругих систем. – К.: Изд-во АН УССР, 1970. – 736 с.

4. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики Т.2. – М.: Наука, 1979. – 544 с.

Получено 27.07.2004

УДК 656.212.5

Т.В.БУТЬКО, д-р техн. наук, М.І.ДАНЬКО, О.М.ОГАР, кандидати техн. наук
Українська державна академія залізничного транспорту, м.Харків
М.П.ТОПЧИЄВ
Укрзалізниця, м.Київ

РОЗРОБКА МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА ГІРКОВИМИ ЛОКОМОТИВАМИ ПРИ НАСУВІ ТА РОЗФОРМУВАННІ СОСТАВІВ

Аналізуються існуючі методики визначення витрат палива маневровими локомотивами. Запропонована модель для визначення витрат паливо-енергетичних ресурсів при насуві і розформуванні составів, в основу якої покладено математичну модель з використанням методів динамічного програмування.

Сьогодні в Україні досить актуальними стають проблеми енерго- і ресурсозбереження. Аналіз статистичних даних питомих витрат палива при розформуванні составів на сортувальних гірках станції Основа Південної залізниці за період з 1997 по 2002 рр. вказує на незадовільне використання гіркових локомотивів (у порівнянні з 1997 р. питомі витрати у 2002 р. збільшились більше ніж на 20%). Аналогічні результати спостережень були отримані на Донецькій залізниці. Причиною такого стану є відсутність прогнозування процесу управління гірковими локомотивами (вибір позиції контролера, що забезпечує мінімальні витрати палива при розформуванні составів).

Серед факторів, які слід враховувати при визначенні витрат паливно-енергетичних ресурсів при розформуванні составів, необхідно зазначити масу і довжину состава, кількість відцепів у составі, масу і довжину відцепів, розподіл маси у відщепах, основний питомий опір руху вагонів, початкову позицію контролера, тривалість руху на кожній позиції контролера, метеорологічні умови, рід вагонів і вантажів,